中華農業研究 (Jour. Agric. Res. China) 41(4)：405～413 (1992)

落花生聯合收穫機之改良試驗[1]

梁連勝　顏秀榮　蔡致榮　陸龍虎[2]

摘要：農試型落花生聯合收穫機之機械式動力系充，使其機構駢枝繁雜；機構防塵設計不足，致使用時故障頻頻，作業效率低落。經加強防護防塵措施後，原有之缺失已獲致改善；動力系統經規劃以油壓系統取代後，田間作業時，使用者已可靈活控制，操作簡易，能源之消耗率亦獲致改善，其設備成本與機械式相較，則有適度降低之趨勢。

關鍵詞：落花生、收穫機

落花生機械收穫爲目前本省落花生栽培生產作業中亟待解決之問題，由於收穫作業仍仰賴人工，故其生產成本仍居高不下，且有逐年大幅增加與惡化之趨勢；爲挽救本省落花生之栽培，使能適地適種及增加花生栽培農戶之收益，本土化收穫機之研究工作已進行多年，並有初步之具體成果。但當前研製成功之各型收穫機，雖各具其基本之作業功能設計，唯其作業效率仍有待大幅改善。就農試型落花生聯合收穫機而論，其作業性能雖每單位小時可收穫約十四公畝，但極不穩定；究其原因不外乎機構強度與耐用尙待加強，若能突破其瓶頸，則該型收穫機之實用性能當可完全被肯定，而本省落花生機械化收穫之問題即可迎刃而解。爲達成前述目標，精簡駢枝設計，以簡化農試型落花生聯合收穫機之機構，爲唯一之捷徑；爲因應機構簡化之目標，重新規劃、改良現有動力系統，減少因繁複機構所造成之額外故障，使易於操作與維護；同時就各機構之材料與設計對整體強度與耐用性之關係，依已有之田間試驗資料重行評估、檢討並改良，以提高本型收穫機之耐用性，落實研究成果，進而將實用化之收穫機推廣給農民使用，以徹底解決花生栽培收穫問題，並達成政府全面降低農業生產成本提高落花生產業競爭力之政策目標。

材料與方法

以油壓動力系統取代機械式動力機構，簡化農試型落花生聯合收穫機之設計；並強化其零組件之強度加強各機構活動組件之防塵設計，以因應田間惡劣環境下之作業需求。爲達成簡化本型收穫機駢枝與繁雜之動力系統，本研究除將收穫機構之配置依據歷年田間試驗結果重行規劃設計，並予以適度之更動外，原設計機構配置因空間利用所衍生之瓶頸，亦予一併考慮設法突破；其動力結構則悉以油壓動力系統予以取代，藉以獲得整合、精簡之終極目標。本研究作業機架仍沿用50公厘之方形鋼管爲材料，油壓系統則採用靜油壓傳動系統取代行駛驅動之變速機構；以油壓泵、油壓馬達、控制閥、油箱及連接管路等組成作業機之動系統。

---

1. 臺灣省農業試驗所　研究報告第 1647 號。本研究承中正農業科技社會公益基金會贊助（80中基一農一38），得以順利完成，特致謝忱。
2. 本所農業工程系研究員兼主任、助理、助理研究員及助理。臺灣省　臺中縣　霧峰鄉。

結果與討論

一、收穫機作業機架之規劃與設計

農試型落花生收穫機作業機架之原設計，因配合橫置精選系統，應用側向風選之作業規劃；集莢系統採用分由前、後向中集莢之作業方式，故佔用空間較多，除無形中使作業機之高度提高甚多外，植株所夾帶之沙土在脫莢處理過程中無法有效排除，致側向精選出風口在作業中有大量沙土飛揚，形成嚴重之作業環境污染。上述缺點經改變集莢方式爲向後單向收集，將莢果直接排出在精選風場內逕行選別，並採用橫式脫莢系統[4]後，如圖1所示，機體內淨空加大，沙土可輕易地自柵鏈間掉落，而不會集聚在機體內齒輪箱上；集莢鏈間間隙增加，雜物不再積堵在兩鏈間，對收穫品質提供更確實之改善效果。同時由於機體原有機械傳動之機件經以油壓系統取代拆除後，機架高度由原115公分相對降低10公分，對前處理部之夾株作業有正面增進之效果。

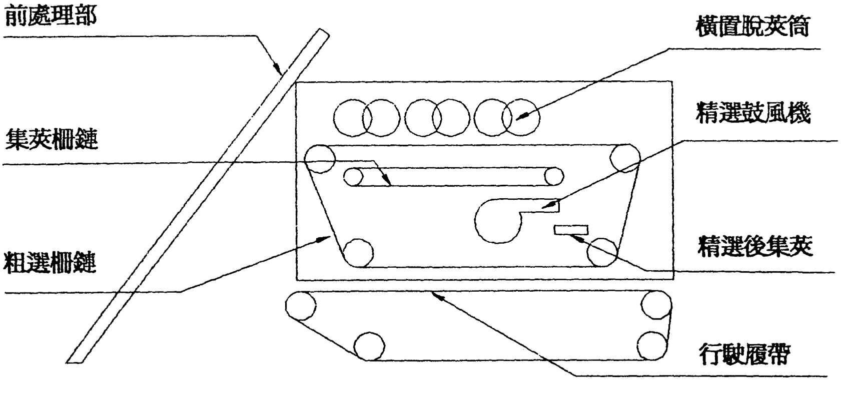

圖1 收穫機各作業機構位置規劃

二、排株機構之改良

收穫機排株系統設計之良窳，影響作業時排株是否完全或有無回送纏繞之現像；影響所及，收穫機之整體作業效率隨之大幅降低。本研究將夾送帶後部予以適度內縮，提供足夠之淨空如圖2所示，以避免植株之纏繞與堵塞。

三、防塵措施之改善

本型收穫機因長期曝露在田間惡劣環境下作業，據歷年田間試驗結果，各轉動機件最易遭致塵土之污染而衍生故障；經採用精密防護封套並盡量以間隔板阻隔後，軸承部之作業已獲致最佳之改善。

四、油壓動力系統之規劃與設計

落花生收穫機原使用傳統機械式動力系統，由於單項作業機構多，個別作業所需條件互異，爲達成設計功能要求，使用爲數相當多之減速齒輪箱、中繼軸與萬向接頭，因而對整體機構之安排需求更多之額外空間，同時亦增加許多駢枝之附屬機構，致原動力系統顯得格外繁複，其安裝作業亦受更多之空間限制。經規劃結果，本收穫機所有動力系統悉以油壓元件取代，組成一完整之油壓迴路，其油壓規劃如圖3所示。

初期本收穫機動力系統計規劃爲四個回路，即行駛系統、第一及第二作業回路與舉升系統等；其中第一、第二回路及舉升系統爲共用一組供油泵之串聯迴路，行駛系統則爲獨立之作業回路；作業泵

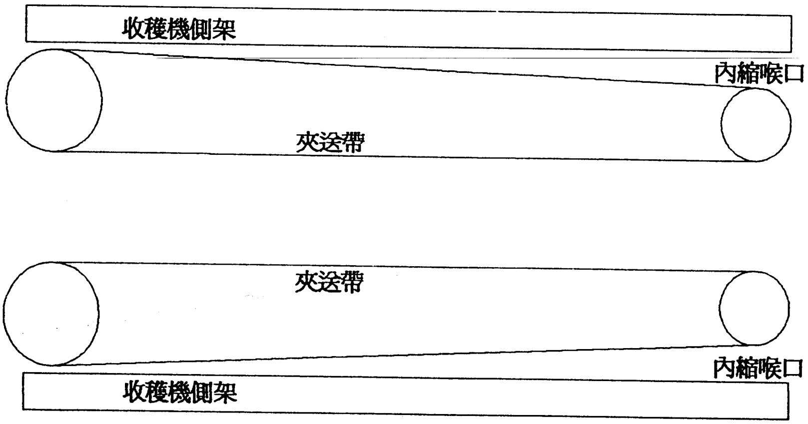

圖2 夾送帶後部內縮

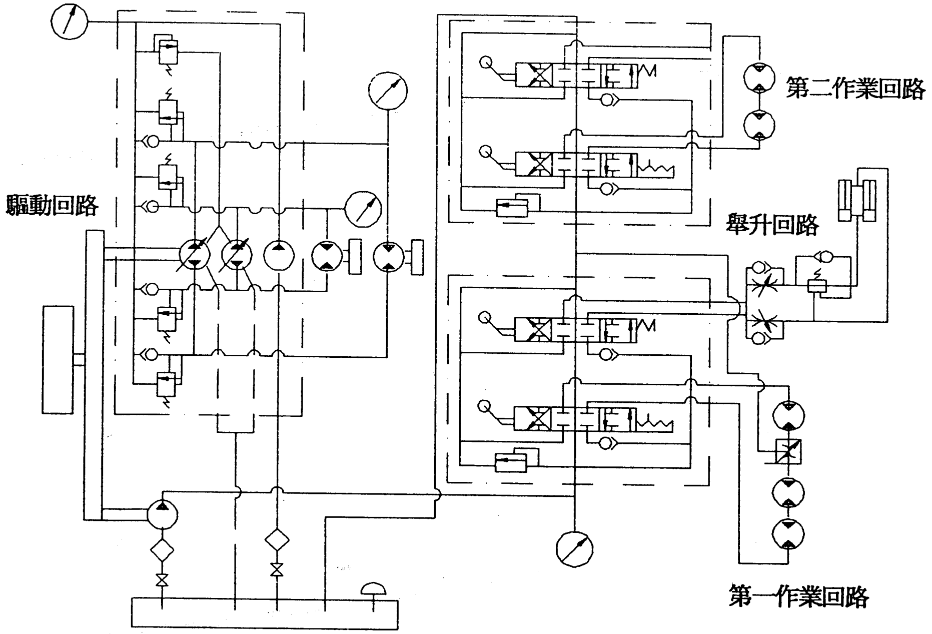

圖3 收穫機油壓回路

係以等速驅動齒輪箱與靜油壓傳動泵並聯，由引擎同步驅動。

㈠行駛系統之回路

行駛系統計使用二只可變靜油壓泵、一只增壓泵、兩只驅動馬達及相關控制機構與管路組

成，增壓泵提供14—15KG／CM^{2}之補償壓力，靜油壓泵排量爲每轉16CC；驅動馬達排量爲每轉200CC ，使用5：1之減速比，平均作業壓力爲40KG／CM^2 。作業時引擎之轉速保持在每分鐘1900轉之恆速下運轉，收穫機之前進、後退由靜油壓泵之轉換手柄變換，前進方向則由二隻變速手柄之交替變換位置加以調整；由於靜油壓驅動原理，提供收穫機無段變速之作業速度。

㈡作業系統之回路

本機作業部之油壓迴路計有舉升回路、第一作業回路及第二作業回路，其中舉升回路職司前處理部在作業時之升降；第一、二作業回路則分別控制粗選別集莢、送莢裝袋、精選系統及拔取送株、脫莢送株作業部等兩作業回路，每轉排量20CC之泵，提供140至150KG／CM^2 之作業用高壓油。

1. 舉升回路

本回路在設計規劃時並未對回路流量予以限制，以控制前處理部之升降速度，經田間試驗結果，升降速度並未盡如理想；旋在回路中加上節流閥予以改良如圖3所示，以獲取適當之速度控制效果。

2. 第一作業回路

本回路依序串接並控制粗選別集莢、送莢裝袋及精選系統等作業馬達，其中粗選別集莢與送莢裝袋馬達每分鐘額定作業轉速爲100轉；精選系統用馬達原使用等速傳動，經田間試驗結果顯示，引擎在每分鐘1900轉速度下作業時，鼓風機主軸轉速僅達每分鐘1350轉，顯然偏低而精選效果不彰，最後予以增加速比爲11：6後，在額定引擎作業速度下，鼓風機作業轉速已可達每分鐘2020轉，其精選效果已與原雛型機無異。

圖4 收穫機田間試驗

3. 第二作業回

第一作業回路之回油經手動閥之Ｂ口回到第二作業回路手動閥，供作本回路串接拔取送株及脫莢送株作業部馬達之動力；前處理部之強制送株鏈與拔取送株輸送帶所需之動力均由拔取送株馬達供應，其每分鐘作業轉速爲150轉；脫莢送株馬達則提供水平輸送帶與脫莢筒組之動力，每分鐘轉速爲250轉，其速比分別爲15：36及33：18。本系統經田間全負荷試驗結果，因負荷使馬達之作業轉速有10%之遞降，無法符合脫莢筒[3,4]原設計作業轉速需求，經改變脫莢筒組速比爲39：18時，在全負載時，脫莢筒之轉速已可保持在原設計額定值範圍內。

㈢系統作業壓力及回路之檢討

本系統之引擎額定作業轉速設定爲每分鐘1900轉，增壓泵對靜油壓傳動泵提供14KG／CM^2 之恆壓；在各種負何狀態下，系統回路之壓力差及馬力需求如表一至表八所示；本系統動力之輸出可依下列公式(1)計算[1,5]。

$$L=(2\pi NT/6.12\times10^5)\times\eta \cdots\cdots(1)$$

$$=(PQ/6.12\times10^5)\times\eta$$

$$N=Q/q$$

$$T=Pq/2\pi$$

N：油壓馬達之轉速（RPM）

Q：馬達之通過油量（CM^3／MIN）

q：旋轉一週之必要油量（CM^3）

T：扭拒（KG-CM）

P：流入口與流出口之壓力差（KG／CM^2）

η：馬達全效率

L：油壓馬達之出力（KW）

依據式(1)，當系統之總效率η假設爲0.85時，在靜態下作業系統之動力輸出如下：

行駛馬達空車之作業壓力爲30KG／CM^2，每分鐘轉速爲40轉；每轉之排油量爲200CC，因其具5：1之減速比，故馬達之輸人轉速應爲每分鐘200轉。依式(1)：本收穫機在每秒0.36公尺之作業速度下所需之馬力約爲2.2HP，若速度增高至每分鐘80轉時，其馬力需求爲4.5HP。同理；作業泵及各馬達之輸出馬力估算如表二：

作業泵一

$$L=(PQ/6.12\times10^5)\times\eta\cdots\cdots(1)$$

$$=(125\times1900\times20/6.12\times10^5)\times0.85$$

$$=8.8HP$$

1. 不考慮作業壓力降，作業機無負荷，水平輸送帶靜止之作業條件下，系統之壓力差如表一，依據式(1)計算所得如表二，系統合計需8.8HP如表二。

表一　作業機無負荷，水平輸送帶靜止

系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速	系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速
增壓泵	14KG／CM^2	1900RPM	送莢馬達	15KG／CM^2	100RPM
行駛馬達	30KG／CM^2	40RPM	精選馬達	28KG／CM^2	1350RPM
作業泵	125KG／CM^2	1900RPM	脫莢馬達	19KG／CM^2	243RPM
選別馬達	30KG／CM^2	100RPM	送株馬達	33KG／CM^2	145RPM

表二 作業機無負荷，水平輸送帶靜止時，系統之馬力輸出或需求

馬　達	驅動馬達	作業泵	選別馬達	送莢馬達	精選馬達	脫莢馬達	送株馬達
馬　力	2.2	8.8	2.1	1.1	1.1	1.3	2.3

2. 不考慮作業壓力降，作業機無負荷，脫莢筒靜止時，各作業系統壓力差如表三，依式(1)系統需7.9HP，核算如表四。

表三 作業機無負荷，脫莢筒靜止

系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速	系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速
增壓泵	14KG／CM^2	1900RPM	送莢馬達	16KG／CM^2	95RPM
行駛馬達	30KG／CM^2	40RPM	精選馬達	22KG／CM^2	1350RPM
作業泵	112KG／CM^2	1900RPM	脫莢馬達	18KG／CM^2	240RPM
選別馬達	24KG／CM^2	100RPM	送株馬達	32KG／CM^2	140RPM

表四 作業機無負荷，脫莢筒靜止時，系統之馬力輸出或需求

馬　達	驅動馬達	作業泵	選別馬達	送莢馬達	精選馬達	脫莢馬達	送株馬達
馬　力	2.2	7.9	1.7	1.1	0.8	1.3	2.3

3. 不考慮作業壓力降，作業機在田間全負荷作業時，各作業系統壓力差如表五，依式(1)系統之馬力核算如表六。由於系統未考慮全負荷作業時之壓力降，導致脫莢系統之作業轉速不足額定轉速，故引擎之作業轉速提高至每分鐘2200轉；增壓泵之作業壓力爲15KG／CM^2，驅動馬達在45KG／CM^2 壓力下以每分鐘40轉運轉，計需3.4HP；作業泵之馬力需求爲11.5HP，其餘各作業系統之壓力差如表五，系統馬力如表六。

表五 田間全負荷運轉

系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速	系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速
增壓泵	15KG／CM^2	2200RPM	送莢馬達	20KG／CM^2	100RPM
行駛馬達	45KG／CM^2	40RPM	精選馬達	30KG／CM^2	1335RPM
作業泵	140KG／CM^2	2200RPM	脫莢馬達	40KG／CM^2	229RPM
選別馬達	20KG／CM^2	100RPM	送株馬達	30KG／CM^2	145RPM

表六 全系統全負荷運轉時，系統之馬力輸出或需求

馬　達	驅動馬達	作業泵	選別馬達	送莢馬達	精選馬達	脫莢馬達	送株馬達
馬　力	3.4	11.5	1.6	1.6	1.3	3.3	2.5

4. 在考慮作業壓力降之情況下：

經規劃設計並完成裝配之原型油壓迴路，其脫莢馬達與脫莢筒及水平輸送帶之連結，係以33：18及15：36之鏈輪速比傳動，馬達與鼓風機間之速比爲1，經試用結果，因在全負荷時有10%之作業速度差，無法達到預期之脫莢作業速度(1,2,3)，經將脫莢筒組及鼓風機速比分別改爲38：18與11：6後，在田間全負荷作業，系統間之壓力差如表七，系統馬力核算如表八；在此作業條件下，田間全負荷作業時驅動馬達之馬力需求爲3HP，田間空車行駛馬力需求則爲2.2HP；作業系統合計需9.9HP，收穫機整體馬力需求量爲12.9HP。據上述分析，本收穫機前處理部挖掘犁在沙壤土之馬力需求約爲0.8HP。

表七 田間全負荷運轉

系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速	系統組件名	工作壓力或壓力差	作業轉速
增壓泵	13KG／CM^2	1900RPM	送莢馬達	18KG／CM^2	90RPM
行駛馬達	40KG／CM^2	40RPM	精選馬達	32KG／CM^2	2020RPM
作業泵	140KG／CM^2	1900RPM	脫莢馬達	30KG／CM^2	220RPM
選別馬達	30KG／CM^2	100RPM	送株馬達	30KG／CM^2	145RPM

表八 田間全負荷運轉，系統之馬力輸出或需求

馬　達	驅動馬達	作業泵	選別馬達	送莢馬達	精選馬達	脫莢馬達	送株馬達
馬　力	3.0	9.9	2.1	1.3	1.2	2.1	2.1

5. 冷卻系統(1,5)

油壓系統在使用上，冷卻設計之良窳，直接影響整體系統之效率；本系統因空間利用與重量平衡問題，將油箱安置在引擎與作業機之間，在平衡上已完全改善原有機型前後失衡之缺點；本系統採用油壓馬達驅動之風扇冷卻裝置，強制通風冷卻。作業時冷卻馬達之轉速爲每分鐘1350轉，油溫雖保持在警戒範圍60°C以下，但仍有偏高之現像，經分析其原因，應爲引擎散熱提供油箱額外熱源，使冷卻效果遞減所致。

建　議

本型收穫機油壓系統之規劃，取代原傳統機械式之動力系統，使機構結構益爲簡化，但制控行駛機構左、右分開操作，易因操作偏差導致無法同步；冷卻系統雖已粗具效果，但油箱配置位置除需考

慮整體重量平衡問題外，對使其遠離引擎熱源更爲不可忽略之考慮因素。控制機構之問題可藉比例差動閥之應用而加以解決，冷卻問題可由油箱裝配位置加以考慮。作業機系統中，各植株輸送帶間與作業速度之同步問題，可經由比例控制及節流閥等組件予以達成。前項瓶頸解決後，油壓系統在落花生收穫機上之應用，即可完全取代傳統機械式動力機構，而使該機之作業更爲靈活簡易。根據試驗結果分析，以油壓系統提供收穫機作業機構動力，因簡化駢枝機構減少動力損失，收穫機動力源估計僅需13HP，若安全係數取爲二時，引擎可選用26HP級者，則收穫機之成本相對降低。

參考文獻

1. 何 植 1984 應用油壓學 金華科技圖書公司 臺北
2. 梁連勝、蔡致榮等 1989 夾持式落花生聯合收穫機之研製（I）中華農業研究第三十八卷第一期 臺灣 臺中
3. 梁連勝、蔡致榮等 1990 農試型落花生聯合收穫機之研製（II）中華農業研究第三十九卷第二期 臺灣 臺中
4. 梁連勝、蔡致榮等 1990 落花生脫莢系統之改良中華農業研究第三十九卷第三期 臺灣 臺中
5. 賴耿陽 1980 油壓工學 南臺圖書公司 臺南

The Improvement of TARI Peanut Harvester [1]

L. S. Liang, S. R. Yen, J. R. TsaY and L.H. Lu[2]

Summary

The complicated mechanism and the unsuited protection of TARI peanut harvester cause the field capacity down and short the life of the harvester. Through this study, a new protecting shield is used to instead of the original. A hydraulic power system has been used to update the traditional. It makes the advantages of more durable and more convenient to handle. It will cause the cost down and save the energy consumption also.

key words : Peanut, Harvester

1. Contribution No. 1647 from The Taiwan Agricultural Resesarch Institute.
2. Head and Senior Engineer, Assistant, Specialist and assistant, Department of Agricultural Engineering. TARI. Wu-feng, Taichung, Taiwan 413, ROC.